№ 8. Warszawa, 25 sierpnia 1933 r. Rok XI.

TECHNIKA CIEPLNA

CZASOPISMO STOWARZYSZENIA DOZORU KOTŁÓW W WARSZAWIE

OFICJALNY ORGAN POLSKIEGO KOMITETU NORMALIZACYJNEGO DLA SPRAW KOTŁOWYCH

REDAKTOR: Inż. techn. JAN KOMARNICKI.

Wydawca: Stowarzyszenie Dozoru Kotłów w Warszawie.

REDAKCJA I ADMINISTRACJA: WARSZAWA, PIUSA XI 32, m. 12. TEL. 8-81-47.

GODZINY BIUROWE: REDAKCJI—PIĄTKI OD 18 DO 20 i ADMINISTRACJI—CODZIENNIE, OD 10 DO 15.

Inż. ADAM EMIL SIERZPUTOWSKI.

„O SPOSOBACH OBLICZANIA I PROJEKTOWANIA POŁĄCZEŃ RUROWYCH NA PARĘ WYSOKOPRĘŻNĄ I WYSOKO PRZEGRZANĄ".

W ostatnich paru latach wykonano na Zachodzie, szczególniej w Niemczech, z wielkim niejednokrotnie nakładem pracy i kosztów szereg badań nad zachowaniem się połączeń rurowych na wysokoprężną i wysokoprzegrzaną parę. Badania te doprowadziły do poznania przyczyn, dla których połączenia rurowe projektowane według zasad, stosowanych przy projektowaniu takich połączeń dla pary o średniej prężności i temperaturze, w nowych warunkach okazywały się w ruchu zawodne. Bliższa analiza czynników, mogących wpływać na powstawanie nieszczelności, pozwoliła nam ustalić nowe zasady, któremi się kierować winniśmy projektując połączenia rurowe dla pary wysokoprężnej i wysokoprzegrzanej. Omówieniu tych zasad poświęcam ten artykuł. Przy opracowaniu go korzystałem z częściowo już opublikowanych wyników badań, wykonanych w Mannheimie.

Literatura:

E. Mayer. Die Hochdruck Flanschverbindung. Forschungen auf dem Gebiete des Ingenieurswesens, Sept/Oct. 1932. Nr. 5

F. Marguerre. Hohe Dampftemperaturen. VDI., 19.III.1932, Nr. 12.

Salingré. Maschinenteile fuer Hochdruckheissdampf. VDI., 6. IX. 1930. Nr. 36.

A. Pomp. u. Dahmen. Mitt. Kais.-Wilh.-Inst. Eisenforschg. 1927. S. 33.

A. Pomp. u. Ender. Mitt. Kais.-Wilh.-Inst. Eisenforschg. 1930. S. 127/147.

Projektując połączenie, mające funkcjonować w wysokiej temperaturze winniśmy uwzględnić dwa czynniki, które mogą mieć wpływ na prawidłową współpracę części ze sobą łączonych: 1) pełzanie tworzywa metalowego, 2) niejednakowo szybkie i niejednorodne nagrzewanie się części składowych połączenia.

Czem winniśmy się kierować, aby konstrukcyjnie opanować pełzanie, w jaki sposób uniknąć niszczących skutków nieuniknionej zresztą nierównomierności w nagrzewaniu się różnych części połączenia podczas rozruchu?

Pytania te wysunęły się na czoło innych zagadnień w związku z rozwojem zastosowań technicznych wysokoprężnej i wysokoprzegrzanej pary. Odpowiedź na nie jest o tyle trudną, iż zagadnienie jest natury równie technologicznej, jak i wytrzymałościowej. Pomijając narazie kwestję właściwości tworzywa, z którego wykonano różne elementy połączenia, zajmiemy się omówieniem postawionego powyżej zagadnienia (podania zasad racjonalnego konstruowania połączenia, mającego pracować w wysokich temperaturach) pod kątem widzenia jedynie rozruchu.

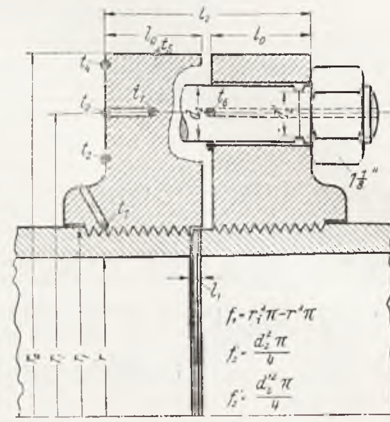
W zakresie dotychczas używanych prężności i temperatur stosowane typy połączeń zachowywały się tak dobrze, że wydawało się prawidłowem zastosowanie tych samych zasad konstrukcyjnych i tej samej metody obliczeń dla ciśnień wysokich. Pogląd ten okazał się błędny; doświadczenia jakie niebawem poczyniono wykazały, iż połączenia konstruowane według starych zasad w nowych warunkach pracy nie dorastały do stawianych im wymagań, mianowicie w krótkim stosunkowo czasie przestawały prawidłowo funkcjonować. Bliższa analiza różnych czynników, które na takie ograniczenie czasu życia połączenia wpływały wysunęła kwestję

t. zw. „pełzania“ materjału, a stąd potrzebę rewizji podstawowych wiadomości o wytrzymałości tworzywa metalowego w wysokiej temperaturze. Między innemi wysunęła się kwestja nierównomiernego nagrzewania się różnych części tego samego połączenia podczas rozruchu, wysunęła się potrzeba projektowania połączenia również i pod tym kątem widzenia (rozruchu) — zaś tak skonstruowane połączenie nie zawsze będzie racjonalne ze względu na pełzanie materjału — może nie być również prawidłowem przy pracy w pełnym ruchu. Jeżeli dołączymy do tych problemów zagadnienie natury technologicznej— doboru odpowiednich materjałów z uwagi na pełzanie, otrzymamy pełny obraz trudności, które musimy pokonać, chcąc dać odpowiedź na postawione powyżej pytania.

W artykule niniejszym, jak wspomniałem, zajmę się jedynie kwestją rozruchu — i to szczególnego rodzaju połączeń, mianowicie połączeń rur parowych. Zagadnienie to — bardzo ważne w technice stosowania wysokoprężnej i wysokoprzegrzanej pary, jest tem ważniejsze, iż skutki ewentualnych nieszczelności połączeń rur, przewodzących taką parę, są groźne. Poczyniono już szereg doświadczeń nad trwałością rozmaitych rozwiązań konstrukcyjnych tych połączeń, i rezultaty ich pragnę teraz omówić.

Z wielkości odkształceń w pierścieniach uszczelniających wynikało, że w połączeniach prócz nacisku pary i naprężenia wstępnego czynne były znaczne naprężenia wywołane przez wydłużenia cieplne. Aby stwierdzić czy śruby, które zewnętrznie nic nie ucierpiały również na takie wydłużenia były narażone, wykonano szereg prób w laboratorjum w Stutgardzie, które wykazały znaczny spadek wytrzymałości tworzywa. Przystąpiono wobec powyższego do zbadania tych dodatkowych naprężeń, wynikających z wydłużeń cieplnych, aby móc skutecznie im przeciwdziałać.

Podczas rozruchu szybkość nagrzewania się ścianki rury parowej, kołnierzy i śrub je łączących, a nawet szybkość nagrzewania wewnętrznej i zewnętrznej strony ścianki rury nie jest jednakowa. Początkowo zastanawiano się czy rozkład temperatur nie da się przewidzieć na drodze rozważań teoretycznych. Wskutek konieczności wprowadzenia zmiennej czasu zadanie komplikowało się i prowadziło poza granice zadania czysto praktycznego. Przystąpiono więc do pomiarów praktycznych, dokonanych jak wskazuje rys. 1 przy pomocy osadzonych w różnych miejscach spoin termopar. Termopary 1 — 4 mierzą rozkład temperatury w kołnierzu w kierunku promieniowym. Temperaturę śruby mierzymy na jej osi i w środku jej długości — umożliwione jest to przez nawiercenie śruby wzdłuż osi i umieszczenie termopary 6 w otworze. Termopary 5 i 7 mierzą rozkład temperatury w kołnierzu w kierunku promieniowym na połowie jego grubości. Przy obliczaniu obciążenia śrub ważną jest przedewszystkiem różnica między temperaturą śruby i kołnierza. Jeżeli dla obliczenia wydłużenia cieplnego kołnierzy przyjmiemy temperaturę t_1 na całej grubości kołnierzy, to wypadnie nam ono większe niż w rzeczy-



Rys. 1

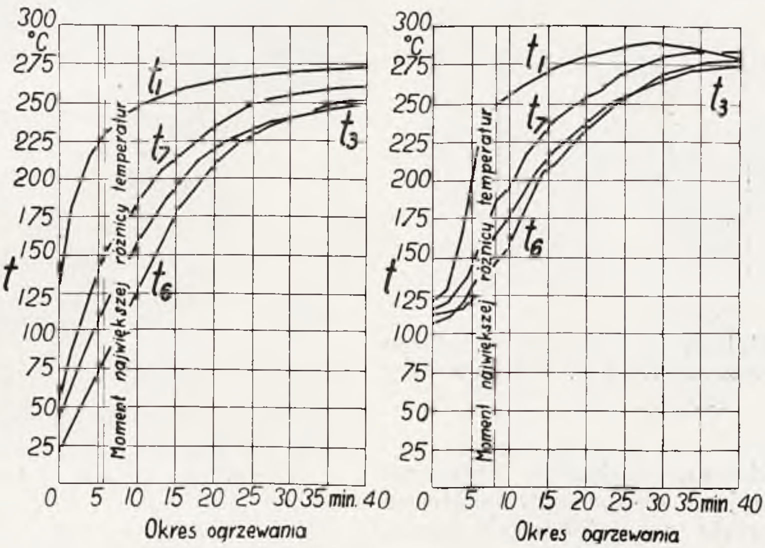
Układ punktów pomiaru temperatury.

wistości, jak również i obliczone naprężenia, gdyż kołnierze na średnicy podziałowej śrub są zimniejsze. Prawidłowem jest założenie, iż temperatura t_1 panuje w obszarze wewnętrznej części kołnierza. Wydłużenie zewnętrznej części kołnierzy obliczamy na podstawie średniej temperatury na powierzchni kołnierza t_3 i w środku jego grubości t_7. Termopary zostały tak osadzone, że spoina ich była zabezpieczona przed stratami ciepła. Temperatury były mierzone dla połączeń izolowanych i nieizolowanych.

Otrzymane wyniki, przedstawione na rys. 2, 3, 4 i 5, wskazują, iż różnice temperatur w poszczególnych częściach połączeń są wielokrotnie większe w czasie nagrzewania niż w czasie ruchu. Początkowo pomiarów dokonywano w czasie nagrzewania przewodów w pobliżu turbin (rys. 2, 3) — przyczem para ogrzewająca je skraplała się; przy temperaturze około 300°C następowało prawie zupełne wyrównanie temperatur i dalszy wzrost ich (w obszarze pary przegrzanej) był bardzo powolny. Inaczej przedstawiało się to w pobliżu kotła, tam warunki są inne, gdyż podczas rozruchu duże ilości pary płyną przez niektóre przewody, a to celem chłodzenia przegrzewacza. Rys. 4 i 5 przedstawiają rezultaty tych pomiarów. Rys. 4 ze stanu zimnego, rys. 5 po ośmiogodzinnej przerwie w ruchu. Uruchamianie po przerwie nocnej jest mniej dla przewodów korzystne, gdyż dość duże ciśnienie w kotle pozwala na szybkie osiągnięcie normalnej prężności pary. Różnica temperatur między

ścianką rury (krzywa *a*) a środkiem kołnierza (krzywa *b*) wzrasta przy szybkiem nagrzewaniu do 60° — temperatura śruby pozostaje w tyle o około 40°. Ponieważ w ściance rury istnieje pewien spadek temperatur, gwint również stawia pewien opór cieplny, a spadek temperatur postępuje w kierunku nazewnątrz, można szacować spadek temperatur miarodajny dla wielkości obciążenia kołnierza około 80° — 90°.

Niedawno w spawie niektórych połączeń (∅ rur 175 *mm*), pokazały się znaczne rysy; po rozmontowaniu połączeń stwierdzono, że kołnierze po ostygnięciu siedziały luźno na gwincie, gwint był częściowo zgnieciony, wewnętrzna średnica na końcu rury (prześwit 127 *mm*) zmniejszyła się o około 3 *mm*, śruby (po 2000—3000 godz. pracy) wydłużyły się znacznie, kołnierze ugięły się, przyczem ugięcie na obwodzie wynosiło przeszło 2 *mm*.

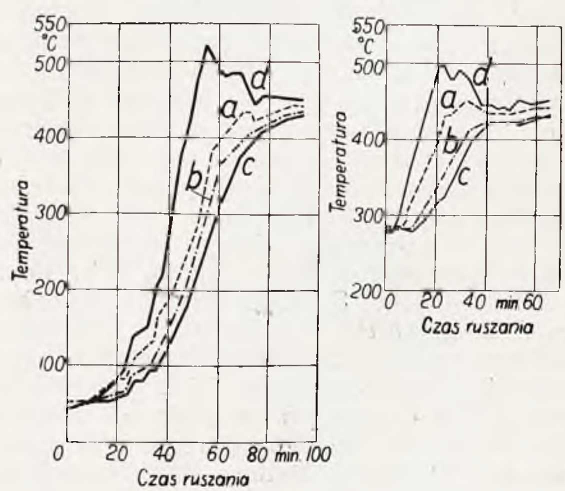


Rys. 2 i 3
Mierzony przebieg temperatury w różnych punkach kryzy podczas ogrzewania przewodu (punkty pomiarowe 1, 3, 6 i 7 rys. 1).

Niedawno jeszcze typowym przykładem połączenia rurowego, kołnierzowego było, jak wskazuje rys. 6, (w wykonaniu firmy A. Borsig) połączenie, które różniło się od analogicznego połączenia dla ciśnień niższych tem tylko, iż kołnierze były osadzone na rurze przy pomocy gwintu. Kołnierz jest u nasady przypawany do rury, co jest zabezpieczeniem przeciw ewentualnym momentom skręcającym. Pozatem uzupełnia to pracę gwintu, pozwalając lepiej podejmować naprężenia zginające, powstałe z momentu wywołanego naciągiem śrub.

Podczas ruchu jednak w połączeniach tych wystąpiły nieszczelności, które przypisano temu, iż między najgorętszą częścią kołnierza, a śrubą zachodziła różnica temperatury prawie 100°. Zastąpiono więc początkowo użyte normalne śruby przez inne ze stali Kruppa EFD 70 (wytrzymałość 100—110 kg/mm^2, granica płynności 90 — 95 kg/mm^2 na zimno). Rury i kołnierze wykonane były ze stali zlewnej o wytrzymałości 55 — 65 kg/mm^2 i granicy płynności na zimno 30 kg/mm^2. Okazało się jednak, iż połączenia z gwintowanemi kołnierzami w zastosowaniu do wysokich temperatur i przy częstem uruchamianiu rozluźniają się nawet jeśli zastosować stal odporną na wysokie temperatury.

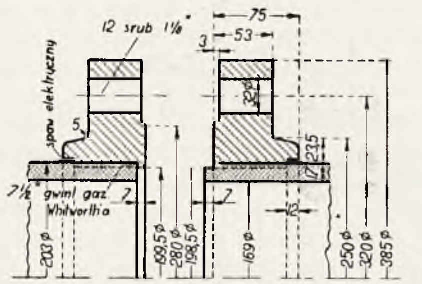
W wyniku odpowiednich przeliczeń, opartych na pomierzonych różnicach temperatur,



Rys. 4 i 5. Przebieg temperatury.
Rys. 4. Rozruch ze stanu zimnego. Rys. 5. Rozruch po przerwie trwającej od 6 do 8 godzin.
a — zewnętrzna powierzchnia rury, *b* — środek grubości kryzy, *c* — środek grubości śruby, *d* — oś przewodu parowego.

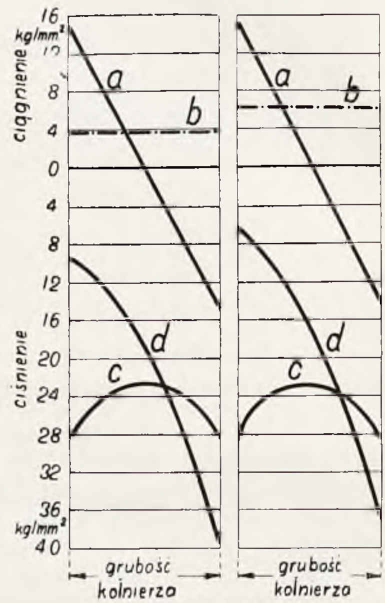
wyjaśniła się sprawa obluzowania kołnierzy na rurze. Jeżeli założymy w rachunku, że między wewnętrzną i zewnętrzną średnicą

kołnierzy występuje łączny spadek temp. 100°, że temperatury rozkładają się według zależności logarytmicznej, że skok temperatury między rurą a kołnierzem wynosi 3 — 4°, że wewnątrz ścianek rury zachodzi rozkład temperatur również według zależności logarytmicznej — otrzymamy, że połączenie powoduje wytworzenie się w rurze naprężenia ściskającego 26 *kg/mm²*. Do tego dochodzi jeszcze, od zewnętrznej krawędzi począwszy,



Rys. 6
Przekrój złącza ze stali lanej dla przewodów wysokiego ciśnienia. Średnica przewodu 175 *mm*. Ciśnienie pary 160 *atn*.

naprężenie powodowane ugięciem kołnierza i odciążająco działające ciśnienie wewnętrzne (pary). Dwa ostatnie naprężenia są mniej więcej równe i stosunkowo nieduże. Sumaryczne naprężenie w rurze leży więc pozagranicą płynności przy 450° i powoduje już przy jednorazowem uruchomieniu daleko idące odkształcenia — dla ich wyjaśnienia nie trzeba się zatem zwracać do zjawiska pełzania materjału. Nawet rury ze stali wytrzymałej na wysokie temperatury, dla której granica płynności leży przy 450° powyżej 20 *kg/mm²*, będą się w tych warunkach odkształcać i z tego powodu luzować w kołnierzu. Naprężenie w skutek różnic temperatur w kołnierzu wynosi podczas rozruchu przy logarytmicznym rozkładzie temperatur 26 *kg/mm²*, wskutek zaś przeciwdziałania rury zmniejsza się ono o 4 *kg/mm²*. Ugięcie kołnierza daje dalsze naprężenia które sięgają 70% naprężeń w śrubach. Stosując wstępne naprężenia śrub 20 *kg/mm²*, co odpowiada 4-krotnemu naciskowi pary, otrzymamy naprężenia zginające 14 *kg/mm²*. Rysunki 7 i 8 przedstawiają rozkład tych naprężeń na grubości kołnierza dla połączenia wysokoprężnego i połączenia dla 40 *at* (według Dinorm 64). Sumaryczne naprężenia w czasie rozruchu są w kołnierzu stosunkowo wysokie, występują jednak tylko miejscowo i w przeciągu krótkiego czasu i przy średniej temperaturze kołnierza 350°. Przechodzą one zwolna w niewysokie trwałe naprężenia zginające, gdy kołnierz osiąga pełną temperaturę. Zaobserwowane silne ugięcie kołnierzy jest więc w istocie wynikiem pełzania. Następstwem jego jest również silne po pewnym czasie przegięcie kołnierza, co powoduje ściśnięcie końca rury na której kołnierz jest osadzony i zmniejszenie średnicy rury, co można było wielokrotnie zaobserwować. Zrozumiałym więc staje się proces rozluźniania się połączenia powyższego rodzaju, jest on następstwem: 1) wytwarzania się, na krótki wprawdzie przeciąg czasu rozruchu, ale przekraczających granicę płynności naprężeń ściskających w ściance nagwintowanego końca rury. 2) ugięcia się pod wpływem pełzania kołnierza — stąd stałego ściskającego jego działania na rurę, co z kolei wywołuje zmniejszenie jej średnicy wskutek pełzania.



Rys. 7 i 8
Rozkład naprężeń w poszczególnych punktach przekroju kryzy. Rys. 7. Kryza 40 *at*; Rys. 8 kryza 100 *at*.

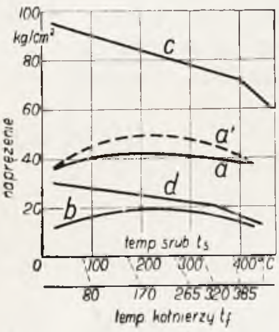
a — naprężenie zginające,
b — „ wskutek reakcji rury,
c — „ nierównomiernego nagrzewania,
d — „ sumaryczne.

Analogicznie przeprowadzone obliczenie dodatkowych (na skutek niejednakowo szybkiego nagrzewania się kołnierzy i śrub podczas rozruchu) naprężeń w śrubach wykazało, jak duży wpływ na ich wielkość wywiera sprężystość kołnierza. Przyrostowi naprężenia np. 6—7 *kg/mm²* odpowiada dla kołnierza całkiem sztywnego prawie dwukrotny przyrost 11—13 *kg/mm²*. Sumaryczne jednak naprężenia pozostają znacznie poniżej granicy płynności, nawet przy dużem naprężeniu wstępnem. Ponieważ wysokie różnice temperatur trwają tylko przez niewiele stosunkowo minut, należy zaobserwowane wydłużenia śrub tłumaczyć, jako wywołane wyłącznie przez pełzanie tworzywa metalowego w czasie dłuższego okresu pracy.

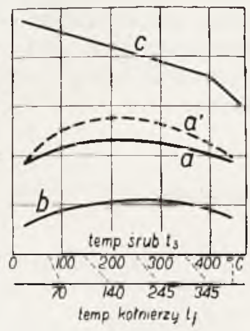
W samej rzeczy z wydłużenia się śrub (które naciągnięte zostały conajmniej na 30 *kg/mm²* ustalono po zdemontowaniu połączenia, że odciążyły się one na 10 *kg/mm²*

w rurociągu, będącym w ruchu 2000 godzin (temp. 450°), a w innym wypadku połączenia rurociągu, w którym śruby pracowały przez 3000 godzin, ale były o 10—15° chłodniejsze, odciążyły się one na 15 kg/mm^2. Cyfrom tym z powodu wielkiego rozproszenia wielkości pomierzonych można dać do ± 15% ścisłości.

To odciążenie wypływa nietylko ze wzrostu długości śrub, wywołanego pełzaniem, ale i wskutek przegięcia się kołnierzy. Obliczone stałe naprężenie w kołnierzu wynosi $^2/_3$ naprężenia śrub. Na rys. 9 przedstawione są naprężenia w śrubach w zależności od temperatury w śrubie i kołnierzu.



Rys. 9
Obciążenie śrub przy różnicy temp. 20° — 35° między śrubą a kołnierzem



Rys. 10
Obciążenie śrub przy różnicy temp. 30 — 55° między śrubą a kołnierzem.

a—środek dług. śruby, napr. wstępne 36 kg/mm^2 *a*—to samo bez uwzględnienia sprężystości kołnierza, *b*—środek długości śruby, napr. wstępne 12 kg/mm^2, *c* — granica płynności materjału śrub, *d* — granica płynności materjału kołnierza, dla odciętej *tk*.

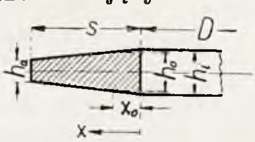
Na wykresie temperatury te umieszczone są pod sobą. Rysunek 10 przedstawia to samo, tylko różnica temp. jest o 20 wyższa, co zachodzi przy szybszem uruchamianiu.

Aby móc na rys. 9 porównać krzywą „*d*" z innemi należałoby ją o 50% przesunąć w górę. Widzimy więc, że przy dużem wstępnem naprężeniu śrub przekroczenie granicy płynności, w sensie krótkotrwałego obciążenia nie jest wykluczone. Bardzo małe ugięcie kołnierzy bardzo wydatnie zmniejsza wielkość tego przekroczenia. W samym kołnierzu naprężenia również uległy zmniejszeniu na skutek jego przegięcia, które okazało się wielokrotnie większe niżby to wynikało ze sprężystego tylko odkształcenia. Należy to oczywiście przypisać pełzaniu, w następstwie czego naprężenia w kołnierzu spadły na około 7—10 *kg/mm*.

W obliczeniach wzięto za podstawę śrubę obtoczoną na średnicę rdzenia. Nieobtoczona śruba byłaby ze względu na pełzanie odpowiedniejsza. Przy rozruchu jednak naprężenia w najsłabszym przekroju mogłyby przekroczyć granicę płynności, pozatem elastyczność śruby znacznieby się zmniejszyła Możnaby uniknąć do pewnego stopnia wydłużania się śrub i odkształcania się kołnierzy przez zastosowanie mniejszych naprężeń i stali molibdenowej.

Aby osiągnąć dobrą szczelność użyto początkowo szczeliwa o przekroju trapezowym. Uszczelnienia te jednak po krótkim czasie zaczęły przepuszczać parę i trzeba je było często dociągać, przyczem dociąganie było stale możliwe, co wskazywało na obecność stałych odkształceń wskutek przekroczenia naprężeń granicznych. Po unieruchomieniu przewodów zbadano stan pierścieni uszczelniających. Okazało się, że powierzchnie przylegania pierścieni były silnie zgniecione. Zgniot rozciągał się mniej więcej na $^1/_3$ szerokości pierścienia. Część pierścieni była pęknięta. Pęknięcia wybiegały z rys promieniowych nagryzionych przez parę. Zewnętrzne włókna pierścieni wykazywały charakterystyczne dla rozciągania przewężenia, wskazujące, że pierścienie zniszczone zostały przez rozciąganie w kierunku obwodowym.

Przyczynę takiego zniszczenia pierścieni uszczelniających łatwo wykazać rachunkowo:



Rys. 11
Przekrój trapezowego pierścienia uszczelniającego.

wysokość „*h*" w odległości „*x*" od krawędzi wynosi:

$$h = h_l - \frac{h_l - h_a}{s} \cdot x$$

Jeśli pierścień zostanie ściśnięty o $^1/_4$ $(h_l - h_a)$ to wysokość „*h*" (odległość między płaszczyznami równoległemi ograniczającemi pierścień) wyniesie $^3/_4\, h_l + ^1/_4\, h_a$, a odkształcenie:

$$e = \frac{h - h_o}{h}$$

Dla wartości $h_l = 0{,}6\ cm$, $h_a = 0{,}3\ cm$ wyniesie $e = 0{,}125$. W założeniu nieograniczonej stosowalności prawa Hook'a wyniósłby odpowiedni nacisk $S = 250.000\ kg/mm^2$. Oczywiście tworzywo takich naprężeń niewytrzymuje — płynie, rzecz prosta, w kierunku nazewnątrz (promieniowym), wskutek czego zewnętrzne włókna pracują na zrywanie. Wyparta objętość w naszym wypadku wynosi 0,754 cm^3. Przyjmując w przybliżeniu materjał za nieściśliwy, otrzymamy, że pierścień wysunął się nazewnątrz o $\triangle r = 0{,}025\ cm$. Dla tej wartości odkształcenie w kierunku stycznej wynosi $e_t = 2{,}935\ 10^{-3}$, a odpowiednie naprężenie $\sigma = 65\ kg/mm^2$. W ten sposób wytrzymałość zewnętrznej części pierścienia uszczelniającego, pracującej na rozrywanie jest prawie zupełnie wyczerpana. Proces powstawania rys i bruzd na powierzchni

szczeliwa można sobie w następujący sposób uzmysłowić: przy zgniocie szczeliwa następuje przesunięcie się cząsteczek w szczeliwie i rozkład ich na powierzchni ulega zmianie. Powierzchnia staje się nierówną; przez te nierówności para wypływa i wymywa wyraźne już rysy. Przez dociągnięcie śrub wyrównywamy odkształcenia stałe szczeliwa.

Reasumując to wszystko dochodzimy do wniosku, że przekrój trapezowy pierścieni uszczelniających jest nieodpowiedni. Pierścienie te zostały usunięte i zastąpione innemi o przekroju prostokątnym, przyczem część pierścieni wykonano z metalu Monela—część z niklu. Zdecydowanej różnicy w pracy tych szczeliw nie zaobserwowano i należy materjały te uznać za jednakowo pod tym względem wartościowe.

Konstrukcyjnie lepsze jest połączenie w którem prócz szczeliwa zastosowano jeszcze spawanie. Połączenie to po pierwszych trudnościach z połączeniami, w których kołnierze osadzone były na gwincie, firma Borsig udoskonaliła i wprowadziła w swych kotłach. Naprężenia w zgrubieniu na końcu rury zależą w znacznym stopniu od położenia szczeliwa i są nieduże. W wypadku granicznym działa tylko siła nacisku pary, która powoduje naprężenia około 3 kg/mm^2. Zadaniem śrub jest w istocie tylko odciążenie spawu i mogą one z tego powodu być liczone na pojedyńczy nacisk pary. Należy jednak zawsze baczyć, aby przy połączeniach armatur, które nie są spawane, śruby były ze względu na pełzanie słabo obciążone.

W kołnierzach występują przy nagrzewaniu tylko naprężenia wewnętrzne i naprężenia pochodzące od sił tarcia; trwałych odkształceń na skutek przekroczenia granicy płynności przy rozruchu obawiać się nie należy.

(D. c. n.).

Dr. Inż. STANISŁAW JAMRÓZ.

ZAGADNIENIE DOPUSZCZALNYCH NAPRĘŻEŃ DLA BLACH KOTŁOWYCH Z UWZGLĘDNIENIEM WPŁYWU TEMPERATURY.

Podajemy, choć w streszczeniu, ostatnią pracę przedwcześnie zgasłego ś. p. Dr. Inż. Stanisława Jamroza, kierownika Mechanicznej Stacji Doświadczalnej Politechniki Lwowskiej, drukowaną w *Czasopiśmie Technicznem* we Lwowie 1932 r., która obejmuje tak niezmiernie ważne dla przemysłu zagadnienie i jest pierwszą w Polsce z tej dziedziny.

Zagadnieniem wpływu temperatury na własności wytrzymałościowe blach kotłowych zajęła się Mechaniczna Stacja Doświadczalna Politechniki Lwowskiej na zaproszenie Komisji Kotłowej Polskiego Komitetu Normalizacyjnego przy opracowaniu przepisów o kotłach parowych. Przy porównaniu wyników zagranicznych badań granicy płynności blach kotłowych, Komisja Kotłowa uznała, że wyniki tych badań są rozbieżne i wymagają sprawdzenia na materjałach krajowych. Zadanie to zostało powierzone M. S. D. P. L., a koszta badania zostały częściowo pokryte przez zainteresowany przemysł i Stow. Dozoru Kotłów w Warszawie, częściowo przez M. S. D. P. L.

W literaturze technicznej różnią się niekiedy określenia, dotyczące wielkości charakterystycznych wykresu rozrywania próbki, są one więc zaznaczone na rys. (1).

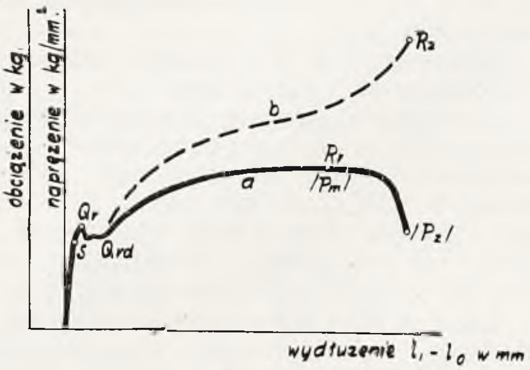
W niektórych gatunkach stali granica płynności nie uwidacznia się na wykresie w podany wyraźny sposób, dlatego podaje się ją przy umownej wartości wydłużenia plastycznego np. 0,2%.

Wytrzymałość na rozciąganie jest jednem z pierwszych przybliżeń, służących do określania dopuszczalnych naprężeń, jednak w wielu wypadkach przybliżenie to nie jest wystarczające i wymaga, albo obrania większego spółczynnika pewności, albo szukania dalszych przybliżeń granicznego bezpiecznego naprężenia.

Ponieważ wpływ temperatury na granicę płynności jest wybitniejszy aniżeli na wytrzymałość na rozciąganie, więc podstawą do ustalenia naprężenia dopuszczalnego powinna być raczej granica płynności. Również i w temperaturze otoczenia wydaje się słuszniejsze wyjście z granicy płynności, jednak przy tych temperaturach stosunek granicy płynności do wytrzymałości na rozciąganie jest mniejwięcej stały i wynosi ponad 0,5, praktycznie więc jest to obojętne, jaki sposób zostanie zastosowany.

Przepisy Min. Przem. i Handlu, dotyczące materjałów, nie podawały wyraźnej definicji granicy płynności, a naturalna granica płynności nie zawsze da się przy próbie wyz-

naczyć, przyjęto więc, w porozumieniu ze Stowarzyszeniem Dozoru Kotłów w Warszawie, jako granicę płynności tę wartość naprężenia, przy której odkształcenie trwałe wynosi 0,2%. Naprężenie to odpowiada w przybliżeniu naturalnej granicy płynności, stąd też nazywamy go granicą płynności przy 0,2%, lub granicą odkształcenia 0,2%, zastępczą granicą płynności, lub krótko granicą płynności.



Rys. 1

a — wykres obciążeń, wzgl. naprężeń w odniesieniu do przekroju pierwotnego próbki;

b — wykres naprężeń w odniesieniu do przekroju chwilowego próbki.

S — granica sprężystości w *kg/mm²* — największe naprężenie, dla którego próbka nie wykazuje żadnych plastycznych odkształceń;

Q_r — naturalna granica płynności górna w *kg/mm²* krótko naturalna granica płynności — naprężenie, dla którego znaczniejszy wzrost wydłużenia następuje bez wzrostu, a nawet przy spadku obciążenia;

Q_{rd} — naturalna granica płynności dolna w *kg/mm²* — najmniejsza wartość naprężenia po przekroczeniu punktu Q_r.

Na wartość granicy płynności już w temperaturze otoczenia ma wpływ szybkość i czas trwania obciążenia. O ile dla tej temperatury różnice te są nieznaczne i mogą być pominięte, to ze wzrostem temperatury wpływ czasu trwania obciążenia staje się decydujący.

I tak badania Körbera i Pompa[1]), przeprowadzone w zakresie 300° do 600°, wykazały, że do ~ 300° wartość granicy płynności oznaczona dopiero po 10 minutach praktycznie ustala się. Uzyskana w ten sposób granica płynności będzie bardziej miarodajna od określonej bez uwzględnienia wpływu czasu trwania obciążenia. Dla jeszcze wyższych temperatur sposób ten byłby niewystarczający i badacze proponują zwiększenie czasu trwania obciążenia, aż do momentu, gdy spadek granicy płynności zostaje całkowicie zahamowany. Taką granicę płynności proponują nazwać „trwałą granicą płynności".

Istotą powyższych zmian jest zjawisko trwałego płynięcia (pełzania) metali przy obciążeniu w podwyższonej temperaturze. Dla stali w temperaturze otoczenia występuje ono przy naprężeniu, odpowiadającem wytrzymałości na rozciąganie, ze wzrostem temperatury zachodzi przy coraz niższych wartościach naprężeń, osiągając wreszcie wartości naprężenia niższe od granicy płynności określonej w krótkotrwałych pomiarach.

Praktycznie ważnem jest, żeby wartość całkowitego trwałego odkształcenia od chwili obciążenia aż do zakończenia płynięcia, nie przekroczyła przyjętych 0,2%, t. zn. ażeby naprężenie nie przekroczyło trwałej granicy płynności.

Spowodowało to wprowadzenie nowej wartości naprężenia, t. zw. wytrzymałości trwałej, t. j. takiej granicznej wartości naprężenia, przy której po pewnym czasie ustaje zjawisko trwałego płynięcia, po przekroczeniu jednak którego zniszczenie materjału jest nieuniknione.

Ustalenie wytrzymałości trwałej, podobnie jak i trwałej granicy płynności, wymaga bardzo długich pomiarów, przedłużających się na miesiące i lata, są one żmudne i kosztowne. Bogato dotowane zagraniczne laboratorja zajmują się jednak intensywnie tem ważnem dla przemysłu zagadnieniem, nie szczędząc trudów i kosztów.

Stworzono dużo definicyj przybliżeń wartości trwałej granicy płynności i trwałej wytrzymałości, aby móc uzyskać ich wyznaczenie w skróconych pomiarach — zawsze jednak ustalone w ten sposób wartości będą tylko przybliżone.

Zasadnicze znaczenie przy tych pomiarach odgrywa sama metoda badania, a na dokładność wyników mają wpływ: urządzenie do wytwarzania i pomiaru siły, do pomiaru wydłużeń, do podgrzewania i sposób pomiaru temperatury próbki, jak również samo wykonanie próby.

Powszechnie używane urządzenie do wytwarzania siły z hydraulicznem przeniesieniem nadaje się jednak raczej do pomiarów przy niezbyt długich odstępach czasu. Dla pomiarów długotrwałych nadają się lepiej urządzenia z wytwarzaniem siły zapomocą ciężarów przy zastosowaniu odpowiedniego przeniesienia.

Do pomiaru wydłużeń najlepiej nadaje się ze wszystkich urządzeń aparat lusterkowy Martensa, który daje możność odczytu wydłużenia do 0.001 *mm*.

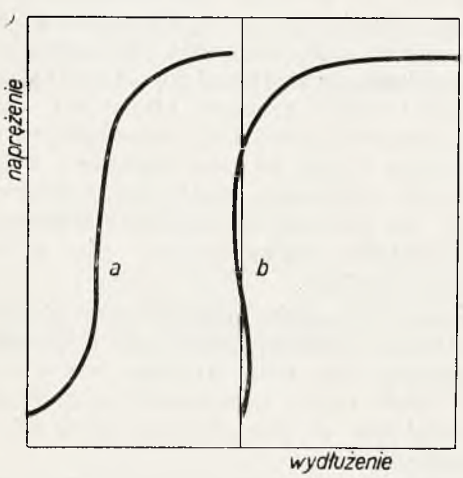
Samo wykonanie próby niezależnie od urządzenia może zadecydować o wynikach.

Zgodnie z badaniami Körbera i Pompa w praktyce M. S. D. stwierdzono, że skala bezpośrednio po osiągnięciu obciążenia jest w ruchu i jej posuwanie dopiero ustaje po ~ 5 ciu minutach. Jednak szybkość obciążenia nawet przy zastosowaniu więcej jak 5 minut trwania obciążenia ma wpływ na odczytaną wartość i nie powinna być zbyt duża, przy badaniach M. S. D. wynosiła ona 0,2 ÷ 0,5 *kg/mm²/sek*.

[1]) Mitteilungen Kais. Wilh. Inst. für Eisenforschung 1930. Bd. XII. Lief. 10.

Podczas pomiaru może się zdarzyć, że wykres odkształceń ulega deformacji w sposób wskazany na rys. (2), b). Welter[1]) tłomaczy to zjawisko przesuwaniem się pryzmatów aparatu Martensa w przeznaczonych dla nich karbach.

Zdaniem autora przyczyną tych deformacyj jest brak równowagi temperatury w próbce, który powoduje odkształcenia termiczne, a te zniekształcają wykres i wyniki pomiarów. Może to mieć miejsce z powodu zbyt wczesnego rozpoczęcia samego pomiaru, lub jeżeli próbka zetknęła się z głowicą dopiero przy obciążeniu, co powoduje silny odpływ ciepła do zimnej głowicy i spadek temperatury w próbce.



Rys. 2

Ważne jest również wyeliminowanie zginania próbki przy rozciąganiu; w badaniach zastosowano podtaczanie próbek, rys. (3), po wierzchnie walcowania. Dlatego też mierzono odkształcenia z obydwu stron próbki i obliczano średnią wartość.

Ogromnie ważne znaczenie ma zorjentowanie się co do faktycznego przebiegu temperatur w badanej próbce. Różnice, jakie występują między wynikami oznaczeń poszczególnych badaczy, skłaniają do przypuszczenia, że moment dokładnego pomiaru temperatury nie został należycie w poszczególnych badaniach uwzględniony.

Stosowane są dwa rodzaje ogrzewania próbki: płynowe i powietrzne.

Ogrzewanie płynowe polega na umieszczeniu próbki w naczyniu umocowanem w dolnym uchwycie; naczynie z płynem może być ogrzewane palnikami gazowemi, albo zapomocą opornicy elektrycznej otaczającej naczynie, jak np. piecyk zastosowany przez Kais. Wilh. Inst. f. Eisenforschung, (rys. 4).

Jako płynu używa się w zakresie do 200° oleju, parafiny, powyżej — mieszaniny niektórych soli azotowych.

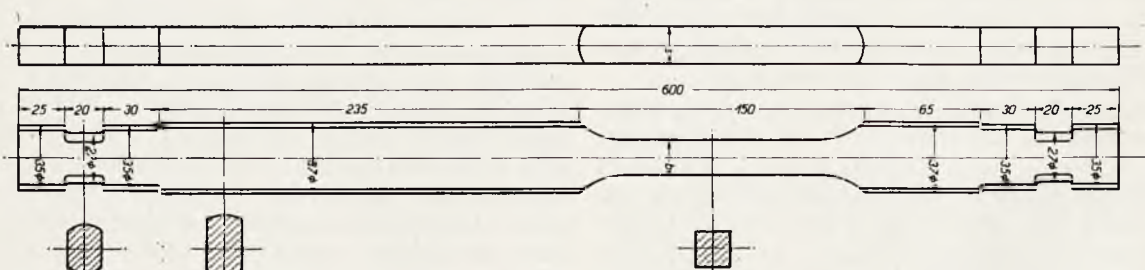
Panowało ogólne przekonanie, że wyrównanie temperatur w próbce ogrzewanej płynem jest tak dobre, że temperaturę płynu można uważać za identyczną z temperaturą próbki. Szereg badaczy przyjmowało to za pewnik i wogóle nie poruszało tego tematu.

Dla stwierdzenia, czy założenie to jest słuszne, czy odprowadzenie ciepła ku głowicy nie powoduje spadku temperatury w próbce, przeprowadzono w M. S. D. szereg pomiarów, których wyniki były następujące[1]):

Punkty pomiarowe uwidocznione na rysunku 4.

Uzyskano więc różnice temperatur, które nie mogą być pominięte, a spadek temperatury na samem dnie naczynia jest tak znaczny, że termometr grzęźnie w niecałkowicie roztworzonej soli (wyniki pomiarów w nawiasach). Na bardzo znaczne błędy, zniekształcające pomiar, można się narazić przez mierzenie temperatury na dnie naczynia.

Bardzo dobre wyrównanie temperatur do kilku stopni różnicy uzyskuje się dopiero przy podgrzaniu naczynia palnikami gazowemi u dołu.



Rys. 3

dokładnem wyznaczeniu ich osi i umieszczano próbkę w przegubie kulowym, jak zwyczajną próbkę okrągłą.

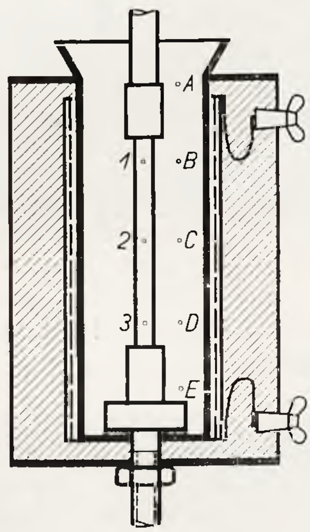
Jednak sposób ten nie eliminuje całkowicie wpływu zginania, jaki będzie na skutek naturalnej niedokładności w wykonaniu próbki płaskiej, która musi mieć zachowane po-

[1]) Welter. Elastizität und Festigkeit von Spezialstählen bei hohen Temperaturen. Forschungsarbeit, Berlin 1921. Verl. V. D. I.

[1]) Por. tabela str. 129.

Temperatura kąpieli w °C			Temperatura próbki w °C			Różnice temperatur w °C	
t_c	t_D	t_E	t_1	t_2	t_3	$t_{śr} - t_c$	$t_{śr} - t_D$
302	225	(215)	305	305	260	— 14	+ 63
395	356	(225)	390	384	350	— 20	+ 11
520	430	(280)	520	518	480	— 14	+ 76

Nietylko badania niemieckie, ale również i publikacje badań angielskich i amerykańskich, jeżeli chodzi o opis aparatury i szczegółów badania, są bardzo skąpe w objaśnienia.



Rys. 4

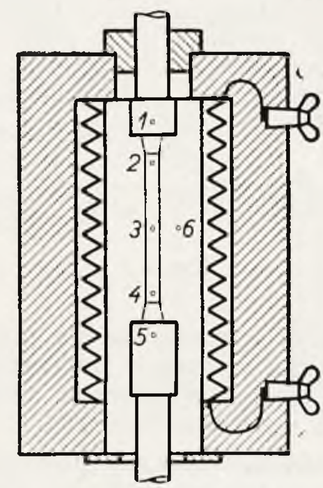
Drugi rodzaj to ogrzewanie powietrzne, próbka jest otoczona ogrzanym piecykiem, a więc bądź rurą ogrzaną elektrycznie, bądź palnikami gazowemi.

Normalny pomiar temperatury próbki jest pośredni, t. j. przez pomiar temperatury powietrza między próbką i ścianką piecyka, gdyż pomiar bezpośredni jest prawie niemożliwy ze względu na umieszczenie aparatu do pomiaru wydłużeń. Przeprowadzano pomiary porównawcze przebiegu temperatur w próbce i w piecyku.

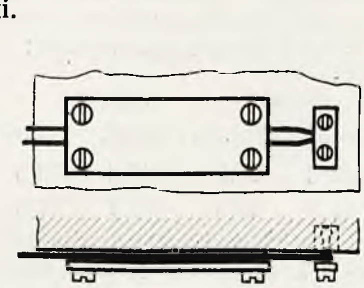
Welter uzyskał bardzo małe różnice temperatur, natomiast różnice uzyskane przez Stribecka [1]) są już poważniejsze i wskazują, że największa różnica między temperaturą piecyka i próbki zachodzi przy 200° i wynosi 90°.

Mechaniczna Stacja Doświadczalna P. L. zastosowała piecyk Amslera z ogrzewaniem próbek w powietrzu (rys. 5).

Wybrano ten sposób ogrzewania, ponieważ jest możliwe umieszczenie lusterek aparatu Martensa pod piecykiem, a więc w strefie wolnej od gorących prądów powietrznych i unika się korozji, zachodzenia lusterek mgłą, oraz innych kłopotów, jakie daje ogrzewanie płynowe. Dla zbadania wpływu odprowadzania ciepła do głowic, umieszczono termoelementy w oznaczonych punktach na rys. 5, które były zmontowane na próbce w dwojaki sposób; umieszczano lekko zaizolowany azbestem termoelement wprost na próbce (rys. 6), oraz wpuszczano go do środka próbki.



Rys. 5



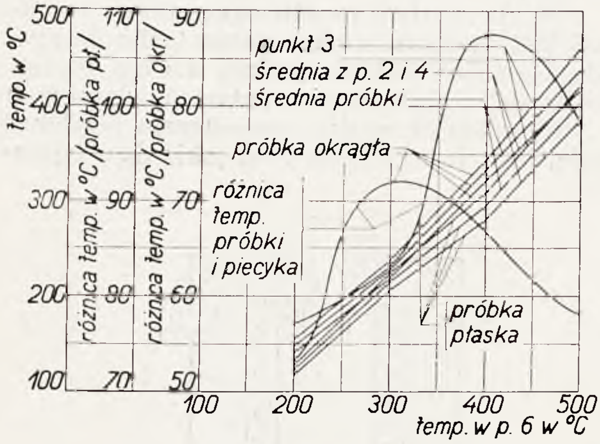
Rys. 6

Różnice odczytów obydwu sposobów były poniżej możliwych błędów pomiaru.

---

[1]) Stribeck: Der Warmzerreissversuch von langer Dauer Z. d. V. D. I. 1903. Z. 16.

Badania objęły próbkę płaską o kształcie i wymiarach jak na rys. 3, oraz próbkę okrągłą ∅ 10 *mm*, o długości pomiarowej 100 *mm*. Wykres rys. 7., zestawiony z wyników pomiaru, wskazuje, że największą różnicę między temperaturą próbki i piecyka uzyskano: dla próbki okrągłej przy 300°, różnica wynosiła ~ 75°, dla próbki płaskiej przy 400° ~ 108°.



Rys. 7

Przesunięcie maximum dla próbki płaskiej w kierunku wyższych temperatur tłumaczy się większemi wymiarami próbki przy tych samych wymiarach piecyka.

Do badań nad granicą płynności wzięto 2 blachy ze spustu pieca S. M. o następującym składzie chemicznym:

blacha	*C*	*P*	*S*	*Mn*	*Si*
26 *mm (K)*	0,11	0,02	0,018	0,52	—
18 „ *(D)*	0,15	0,031	0,09	0,49	—

Analiza chemiczna gotowych blach potwierdziła wyniki analizy spustu. Blachy pochodzenia jednej z hut krajowych, wzięte z normalnej produkcji. Przeprowadzenie normalnej próby na rozciąganie w temperaturze otoczenia dało następujące wyniki:

blacha	głowa		stopa		średnio
	podł.	poprz.	podł.	poprz.	
26 *mm*	36,2	38,1	36,6	36,8	36,9
16 „	41,8	40,3	38,7	43,2	41,0

Jak widać, średnia wytrzymałość obydwu blach odpowiada wytrzymałości obliczeniowej blach kotłowych obydwu kategoryj. Kategorji trzeciej „*B*" (45 — 55 *kg*/*mm*^{2}) narazie nie badano, wobec braku jej zastosowania, a temsamem trudności w uzyskaniu odpowiedniego materjału.

Obraz przeciętnej struktury blachy 26 *mm (K)* widzimy na rys. 8, blachy 18 *mm (D)* na rys. 9.

Próbki pobrano w sposób, wskazany na rys. 10[1]) z blach starannie wyżarzonych ze stopy i z głowy, podłużnie i poprzecznie,



Rys. 8

w ilości 2 — 3 próbek na 1 punkt (20°, 100°, 200°, 300°, 400°).



Rys. 9

Rys. 11[1]) przedstawia próbkę zamocowaną w maszynie ze zmontowanym na niej aparatem Martensa i nałożonym piecykiem.

Rys. 12[1]) podaje cztery wykresy przebiegu wydłużeń całkowitych, trwałych i elastycznych dla naprężeń do granicy płynności z pomiarów aparatem Martensa dla temperatur 20°, 200°, 300°, 400°.

(D. c. n.).

---

[1]) Rys. 10, 11 i 12 ukażą się w następnem zeszycie *Techniki Cieplnej*.

Inż. KAZIMIERZ SZAWŁOWSKI.

CIEPŁO W SILNIKACH DIESEL'A WEDŁUG OBLICZEŃ I WYKRESÓW ENTROPIJNYCH (TS).

Por. *Technika Cieplna* str. 104, 1932 r.).

Temperatura dla początku kompresji z obliczenia $\simeq 304^0$ *abs.*

Przyjęto dla wykresu 300^0 *abs.*

Objętość mola:

$$V_m = \frac{848\,300}{10000} = 25{,}44\ m^3$$

Obliczenie „*b*" dla adjabat:

Teoretyczna ilość powietrza potrzebna do spalenia 1 kg oleju 14,11 *kg/kg.*

Nadwyżka powietrza = 1,785

Praktyczna ilość powietrza $\simeq$ 25,2 *kg/kg* oleju

Spalin: ~ 26,2 *kg.*

Szczegółowo spaliny:

CO_2 . . $\left(\frac{32}{12} + 1\right)$. 0,86 . . . . 3,155 *kg*

H_2O . . (8 + 1) . 0,13 = 1,17

w = 0,005 . 1,175 „

O_2 . . . 14,11 . 0,785 . 0,236 . . 2.614 „

N_2 . . . 25,2 .0,764 . . . . . 19,253 „

Razem: 26,197 *kg*

~ 26,2

Układamy tabelkę:

Gaz	m	waga kg	ilość moli
CO_2	44	3,155	0,0716
H_2O	18	1,175	0,0653
O_2	32	2,614	0,0816
N_2	28	19,253	0,688
razem . .		26,197	0,9065

$$b = \frac{0{,}0044 \,.\, 0{,}0716 + 0{,}0029 \,.\, 0{,}0653 + 0{,}001 \,.\, 0{,}7696}{0{,}9065} = 0{,}0014$$

Pozorny ciężar drobinowy spalin:

$$m' = \frac{26{,}2}{0{,}9065} = \sim 28{,}9$$

Stała gazowa spalin:

$$R' = \frac{848}{28{,}9} = \sim 29{,}3$$

Spaliny w tem rozrzedzeniu gazami dwuatomowemi i stosunku pary wodnej do bezwodnika węglowego, mają stałą gazową równą stałej gazowej powietrza.

Dla początku sprężania znajdujemy punkt w wykresie (*TS*) odpowiadający objętości molowej 25,44 m^3 i ciśnieniu 1 *ata.*

Adjabata dla sprężania ma spółczynnik „*b*":

$$b_1 = 0{,}93 \,.\, 0{,}001 + 0{,}07 \,.\, 0{,}0014 \simeq 0{,}00103$$

Sprężanie według wykresu indykatora kończy się przy ciśnieniu 37,7 *ata.* Poszczególne punkty linji sprężania wyznaczamy ze stosunku objętości i ciśnień:

dl a p =	1 *ata*	—	300^0 *abs.*
	2 „	—	400 „
	4 „	—	480 „
	8 „	—	580 „
	10 „	—	630 „
	20 „	—	730 „
	30 „	—	760 „
	37,7 „	—	800 „

Gdyby sprężanie odbywało się według adjabaty, końcowa temperatura wynosiłaby 820^0C *abs.*

Wykres indykatora wykazuje początkowo linję spalania przy stałej objętości oraz stałem ciśnieniu. Przebieg tych linij w wykresie (*TS*) znajdujemy wprost na odpowiednich logarytmikach. Dalszy przebieg linji spalania jest nieregularny: w wykresie (*TS*) wyznaczamy ze stosunku objętości ciśnień.

Przy 47,8 *ata*	1270^0C *abs.*	
40	1265	
30	1270	
21	1360	najwyższa
10,5	1320	
5	1200	
3	960	
1 około	623	

Ostatni etap przebiegu linij w wykresie, zamykający powierzchnię, wobec otwarcia zaworu wydechowego, jest tylko przypuszczalny (w wykresie linja przerywana).

Po splanimetrowaniu i uwzględnieniu podziałki powierzchni, wartość ciepła skutecznego przebiegu:

$$Q_e = 8675\ kal/mol$$

Ciepło z wykresu indykatora

$$Q_i = 3775 \ kal/mol$$

Średnie ciśnienie indykowane z tego ciepła i objętości:

$$p_i = \frac{427 \,.\, 3775}{(25{,}44 - 1{,}78) \,.\, 10000} \simeq 6{,}81 \ kg/cm^2$$

Dla określenia ciepła pracy teoretycznej silnika przyjęto spalanie dla stałej objętości do ciśnienia 47,8 *ata*, a następnie przy stałem ciśnieniu. Wykres teoretyczny posiada sprężanie według adjabaty $b = 0{,}00103$, oraz rozprężanie według adjabaty dla $b = 0{,}0014$.

Gdybyśmy chcieli ładunek spalać tylko przy stałej objętości, otrzymalibyśmy wysokie ciśnienie w cylindrze dochodzące do 95 *atm*, co oczywiście jest niedopuszczalne.

Przebieg poszczególnych linij wykresu teoretycznego wyznaczamy metodą prof. Stodoli.

Krzywe ciepła obliczamy według wzoru:

$$U = 4{,}67 \,.\, T + \frac{b}{2} \cdot T^2 \ kal/mol$$

Poszczególne wartości krzywych ciepła w *kal/mol* zestawione są w tabelce:

T	b = 0,001	0,0014	0,002
300	1446	1464	1491
600	2982	3054	3162
900	4608	4770	5013
1200	6324	6612	7044
1500	8130	8580	9255
1800	10008	10674	11646
2100	12012	12894	14217
2400	14088	15240	16968

Podziałkę dla ciepła przyjęto:

1000 *kal/mol* = 10 *mm*.

Z wartości opałowej oleju gazowego 10000 *kal/kg* przeliczamy wartość opałową na mol:

$$W = \frac{10000}{1{,}07 \,.\, 0{,}9065} = \sim 10300 \ kal/mol$$

przyczem uwzględniamy 7% pozostałości w przestrzeni kompresyjnej cylindra i komory wstępnej.

Różnica ciepła:

$$10300 - 8675 = 1625 \ kal/mol$$

wynika wskutek chłodzenia podczas spalania.

Ciepło przebiegu teoretycznego możemy znaleźć wprost z krzywej ciepła dla $V = Cst$ i $p = Cst$:

ciepło skuteczne	=	8675 *kal/mol*
strata	=	3900 „
różnica	=	4775 „

odpowiada ciepłu przebiegu teoretycznego.

Sprawność teoretyczna:

$$\eta_t = \frac{4775}{10300} = \sim 0{,}463$$

Sprawność indykowana:

$$\eta_i = \frac{3775}{4775} = \sim 0{,}79$$

Sprawność całkowita cieplna:

$$\eta_c = \eta_t \,.\, \eta_i \,.\, \eta_m = 0{,}463 \,.\, 0{,}79 \,.\, 0{,}82 = \sim 0{,}3$$

Zużycie paliwa na *KMe*/godz.,:

$$b_e = \frac{632}{0{,}3 \,.\, 10000} = 0{,}2106 \ kg/KMe/g \sim 210{,}6 \ gr/KMe/g$$

Stosunkowo duże zużycie paliwa wywołane jest niską sprawnością indykowaną i teoretyczną, wskutek przewlekłego spalania. (Wykres indykatora odpowiada silnikowi niedostatecznie uregulowanemu). Dla dobrych warunków pracy silnika sprawność indykowana $\eta_i \simeq 0{,}9$ oraz teoretyczna $\eta_t \simeq 0{,}5$ i wówczas przy niezmienionem η_m sprawność cieplna wynosiłaby:

$$\eta_c = 0{,}9 \,.\, 0{,}5 \,.\, 0{,}82 \simeq 0{,}369$$

a zużycie paliwa:

$$b_e = \frac{632}{0{,}369 \,.\, 10000} \simeq 0{,}171 \ kg/KM_e \text{ godz.}$$

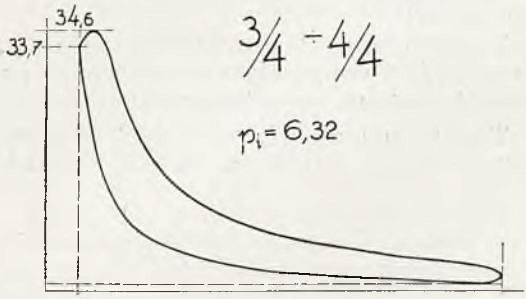
Z wykresu (*TS*) możemy w każdym punkcie przebiegu linij stwierdzić, ile ciepła dochodzi, względnie jakie są straty. N. p. dla linji sprężania początkowo gorące ścianki cylindra grzeją medjum i przybywa ciepła około 155 *kal/mol.* Następnie linja sprężania przechodzi przez punkt adjabatyczny (około 470° *abs*) i zaczynamy ciepło tracić wskutek chłodzenia cylindra i głowicy. Strata ciepła wynosi 515 *kal/mol.* Ogólna strata ciepła w czasie sprężania = 360 *kal/mol.* Punkt adjabatyczny oznacza poniekąd średnią temperaturę ścianek cylindra.

W ten sposób możemy analizować przebieg każdej linji.

Podana w wykresie (*TS)* wartość ciepła odnosi się do pracy dodatniej silnika. Praca ujemna ssania i wydechu w danym wypadku

jest mała i może być pominięta. Gdyby jednakowoż zachodziła potrzeba uwzględnienia tej pracy, należałoby odjąć jej równowartość cieplną od ciepła przebiegu dodatniego.

2. Dla $^3/_4 \div {^4/_4}$ obciążenia, sprężarkowego silnika Diesel'a, wykonać wykres ciepła (*TS*) na podstawie wykresu indykatora rys. 4



Rys. 4

oraz danych:

Paliwo: olej gazowy

Wartość opałowa dolna: 9850 *kal/kg*.

Analiza elementarna oleju:

$C = 84\%$ wag.
$H = 13\%$ „
$O = 0,5$ „
$N = 0,5$ „
$w = 2,0$ „

$CO_2\ max = 15,36$

Analiza spalin wydechowych:

$CO_2 = 9,2\%$ objętościowo
$O_2 = 8,2\%$
$N_2 = 82,6\%$
$CO = 0\%$

Wydech czysty:

Nadwyżka powietrza 1,6

Teoretyczna ilość powietrza 13,875 *kg/kg* oleju.

Praktyczna ilość powietrza 22,2 *kg/kg*.

Ilość spalin 23,2 *kg/kg* oleju

Szczegółowo spalin:

CO_2 . . $\left(\frac{32}{12} + 1\right) . 0,84 = 3,08$ *kg*

H_2O . . $9 . 0,13 + 0,02 . = 1,19$ „

O_2 . . $13,875 . 0,6 . 0,236 = 1,964$ „

N_2 . . $22,2 . 0764 + 0,005 = 16,965$ „

Razem: 23,199 *kg/kg*
$\sim$ 23,2

Tabelka

Gaz	m	waga kg.	ilość moli
CO_2	44	3,08	0,07
H_2O	18	1,19	0,0662
O_2	32	1,964	0,0614
N_2	28	16,965	0,606
Razem:		23,199	0,8036

$$b = \frac{0,0011672}{0,8036} \simeq 0,00145$$

Pozorny ciężar drobinowy spalin:
$m' = 28,88$

Stała gazowa spalin: $R' = \simeq 29,3$

Temperatura dla początku sprężania:
$T = 325^0$ C *abs*.

Ciśnienie z wykresu indykatora zdjętego słabą sprężyną dla początku sprężania:
$p = 0,97$ *ata*

Objętość mola: $V = 28,4\ m^3/mol.$

Z wykresu indykatora $p_c = 33,7$ *ata*
$p\ max = 34,6$ *ata*

Zmierzona przestrzeń kompresyjna przez napełnienie oliwą $V_c = 6,9\%\ V$

Dla adjabaty sprężania $b = 0,00103$

Ciepło z wykresu indykatora=4010 *kal/mol*[1])

Ciepło skuteczne przebiegu = 8930 *kal/mol*

Ciepło teoretycznego wykresu:
8930 — 4370 = 4560 *kal/mol*

Z wartości opałowej oleju 9850 *kal/kg* obliczamy wartość opałową na mol, przyczem uwzględniamy 10% pozostałości spalin w przestrzeni kompresyjnej:

$$W = \frac{9850}{0,884} = \sim 11150\ kal/mol$$

Wartość opałowa zmniejszona wskutek chłodzenia:

11150 — 8930 = 2220 *kal/mol* (około 20%)

Średnie ciśnienie indykowane:

$$p_i = \frac{4010 . 427}{10000 . (28,4 - 1,96)} = 6,47\ kg/m^2$$

1) Por. rys. 5 str. 133.

Ponieważ średnie ciśnienie indykowane netto $= 6{,}30\ kg/cm^2$, wynikająca z tej przyczyny różnica $6{,}47 - 6{,}30 = 0{,}17\ kg/cm^2$, przypada na pracę ujemną ssania i wydechu. (Praca ta w wykresie (*TS*) nie jest wykazana).

Wskutek tej pracy zmniejszona wartość ciepła w przybliżeniu:

$$Q_i = 3900\ kal/mol$$

Sprawność teoretyczna:

$$\eta_t = \frac{4560}{11150} \cong 0{,}41$$

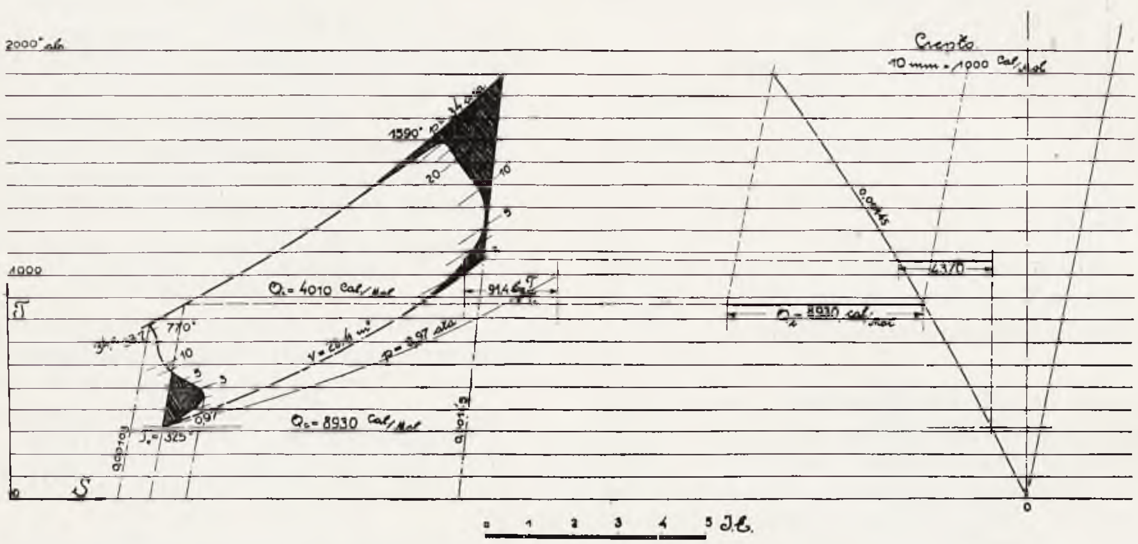
Ciężar ten odpowiada zużyciu 1,58 *kg* powietrza wstrzykowego na *kg* rozpylonego paliwa.

(Wykresy indykatora i *TS* dotyczą szybkobieżnego, sześciocylindrowego silnika Diessel'a o wymiarach cylindra:

$D = 400\ mm$, $s = 400\ mm$, $n = 330$ *obr* na *min.* Korbowód wodzikowy, — tłok chłodzony oliwą).

Z przytoczonych przykładów widzimy, iż wykresy (*TS*) pozwalają wnioskować o przewlekłości spalania w cylindrze silnika.

Trzeba nadmienić, że z tych wykresów możemy wysnuć znacznie więcej wniosków



Rys. 5

co do ogólnych warunków przebiegów cieplnych. Oczywiście ciepła w wykresach nie mają absolutnych wartości, lecz wykazane są jako różnice ciepła doprowadzonego i straconego wskutek chłodzenia i t. p.

Dla uzyskania absolutnych wartości ciepła trzebaby znać prócz temperatury gazu również temperaturę ścianek cylindra, choćby pośrednio z danych pomiarowych wody chłodzącej.

Ogólny wzór dla obliczenia strat ciepła wskutek chłodzenia cylindra

$$Q_s = \alpha\ F . \Delta T\ kal/\text{godz.}$$

wymaga znajomości powierzchni ochładzającej w m^2, skutecznej różnicy temperatur odpowiającej tej powierzchni oraz spółczynnika przewodnictwa $\alpha \dfrac{kal}{m^2\,\text{godz.}^0}$, który obliczamy według Nusselt'a:

$$\alpha = 0{,}365\ \frac{\left(\frac{T}{100}\right)^4 - \left(\frac{T_w}{100}\right)^4}{T - T_w} +$$

$$+ 0{,}99 \sqrt[3]{p^2 . T} . (1 + 1{,}24\ w)$$

przyczem oznaczają:

Sprawność indykowana:

$$\eta_i = \frac{3900}{4560} \cong 0{,}86$$

Sprawność mechaniczna z pomiaru: 0,8
Sprawność całkowita (termiczna)

$$\eta_c = 0{,}41 . 0{,}86 . 0{,}8 = 0{,}28$$

Zużycie paliwa:

$$b_e = \frac{632}{0{,}28 . 9850} = 0{,}228\ kg/KMe\ \text{godz.}$$

Dla przeniesienia linji spalania w wykresie (*TS*) uwzględniono poprawkę wywołaną zwiększeniem ładunku cylindra powietrzem wstrzykowem. Przebieg wtrysku przyjęto w przybliżeniu jako sinusoidalny; — ilość powietrza dla ciśnienia wstrzykowego 70 *atm* około 28,0 m^3/godz.

Ciężar powietrza wstrzykowego, dla 0°C, 760 *mm Hg*, obliczamy z wzoru:

$$G = \frac{m}{22{,}41} . V = \frac{28{,}8 . 28}{22{,}41} = \sim 36\ kg/\text{godz.}$$

T — temperaturę gazu ^0abs

T_w — średnią temperaturę ścianek cylindra ^0abs

p — ciśnienie gazu w *ata*

w — średnią szybkość tłokową w *m/sek*

Dla okresu spalania wyznaczenie spółczynnika α jest trudne, gdyż nie można oddzielić przewodzenia ciepła od przewlekłości spalania wtryśniętej dawki. Obydwa zjawiska występują razem.

Dokładne określenie przebiegu temperatur możliwe jest jedynie z obliczeń pomiarów, polegających na analizie spalin branych z różnych objętości cylindra, który to sposób podano na początku niniejszego referatu. W obecnych czasach możemy w tym celu korzystać z czułych termoelementów w połączeniu z wzmaczniaczami radjowemi oraz elektromagnetycznemi oscylografami Przyrządy te są jednak skomplikowane w użyciu i narazie mają charakter laboratoryjny.

Przez wprowadzenie wykresów *TS*, prof. Stodola dał inżynierowi w praktyce znakomity sposób prostego zobrazowania ciepła w silniku spalinowym. Wykresy *TS* dają wyniki z dokładnością 3—5%. Dla ułatwienia kreślenia siatek logarytmicznych, które wymagają dużo czasu, najlepiej wykonać krzywki dla $p = Cst$ i $v = Cst$, według załączonej tabeli 1a. Przez przesuwanie takich krzywek stosownie do skali podanej w tabeli 1b, możemy prędko wyszukiwać poszczególne punkty na temperaturach dla wykresu ciepła.

Opis szerszego wyzyskania wykresów entropijnych dla badań cieplnych silnika Diesel'a wypada poza ramy niniejszej pracy i wobec tego czytelnika skierowuję do pracy specjalnej L. Zwerger'a „Das Wärmediagramm als Grundlage für die Untersuchung einer Oelmaschine". — „Forschung Ing. Wes. V. D. I." zeszyt 216 [1]).

[1]) W ubiegłym roku ukazały się w Niemczech dwie prace dotyczące obliczeń cieplnych silników spalinowych, a mianowicie: dr. Ing. O. Lutz'a z Stuttgartu „p. V. Tafel, Tabellen und Diagramme zur thermischen Berechnung der Verbrennungskraftmaschinen" oraz praca habilitacyjna dr. Ing. W. Pflaum'a „J. S. — Diagramme für Verbrennungsgase ung ihre Anwendung auf die Verbrennungsmaschine".

Dr. Lutz przedstawia ciepło wprost w wykresach p. V. z przebiegu izoterm, adjabat oraz krzywych ciepła według prof. Stodoli przyczem uwzględnia poprawki wynikające ze zmiany ciepła właściwego, ciężarów drobinowych podczas spalania i ładunku cylindra.

Jakkolwiek dociekania teoretyczne dr. Lutz'a są ścisłe, jednak dla inżyniera — praktyka mało przejrzyste a rysunkowo mogące powodować duże niedokładności.

Praca dr. Pflaum'a uwzględnia dysocjację gazów trzyatomowych w spalinach. Jak już zaznaczono, dysocjacja tych gazów w obrębie temperatur do 2000° *abs*, rozcieńczonych nadwyżką powietrza i pozostających pod ciśnieniem, jest znikoma.

Obydwaj autorzy stosują dla swych wykresów nowe wartości ciepła właściwego według badań optycznych Nernst'a i Wohl'a, obliczone na podstawie teorji kwantów, a zwłaszcza funkcji Einstein'a.

Nowe wartości ciepła właściwego w granicach do 2000° *abs*, nieznacznie różnią się z wartościami podanemi dawniej przez Schüle'go i innych, co poniekąd usprawiedliwia stosowalność dla wykresów *(TS)* ciepła właściwego spalin według prof. Stodoli.

Inż. Z. Klębowski.

CIENKOŚCIENNE NACZYNIE KSZTAŁTU POWIERZCHNI OBROTOWEJ O RAPTOWNIE ZMIENIAJĄCYM SIĘ PROMIENIU KRZYWIZNY TWORZĄCEJ.

Równość:

$$\frac{\sigma_1}{r_1} + \frac{\sigma_2}{r_2} = \frac{p}{g} \quad . \; . \; . \; . \quad (1)$$

ważna jest dla każdego punktu cienkościennego naczynia, w którym wyrażone w *cm*: r_2 i r_1 — promień krzywizny przekroju — południkowego i prostopadłego doń, zmieniają się w sposób ciągły, a sąsiednie usztywnienia nie mają wpływu na rozkład napięć w tych miejscach. W równości (1) g — oznacza grubość ścianki naczynia w *cm* a p nadciśnienie w *kg/cm* panujące wewnątrz naczynia.

Łatwo ustalić, że r_1 zawsze jest dodatnie, natomiast r_2 jest dodatnie lub ujemne stosownie do tego, czy tworząca zwraca się wklęsłą stroną ku osi obrotu, czy też stroną wypukłą.

Dla naprężeń σ_1 i σ_2 w kg/cm^2 (obwodowe i południkowe) mamy następujące wyrażenia:

$$\sigma_1 = \frac{p\,r_1}{2\,g}\left(2 - \frac{r_1}{r_2}\right), \quad \sigma_2 = \frac{p\,r_1}{2\,g} \quad . \quad (2)$$

W miejscach, w których zachodzi zaburzenie ciągłości krzywizny tworzącej, charakteryzowane wielkością $\left(\frac{1}{r_2} - \frac{1}{r^1_2}\right)$, gdzie r_2 i r^1_2

oznacza w *cm* promienie krzywizny tworzącej po obydwu stronach rozpatrywanego punktu przełomowego, zachodzą dodatkowe naprężenia obwodowe $\Delta\sigma_1$ i południkowe $\Delta\sigma_2$. Te ostatnie pochodzą od zginania.

Wartości tych naprężeń oceniają przy naszych oznaczeniach promieni r_1 i r_2 następujące równości:

$$\Delta\sigma_1 = 0{,}5\frac{p\,r_1}{2g}\left(\frac{r_1}{r_2} - \frac{r_1}{r^1_2}\right) \quad \text{i}$$

$$\Delta\sigma_2 = 0{,}293\frac{p\,r_1}{2p}\left(\frac{r_1}{r_2} - \frac{r_1}{r^1_2}\right) \quad . \quad . (3)^{1)}$$

Przyjmiemy dla uproszczenia zamiast 0,293 w drugiem równaniu (3) spółczynnik równy 0,3.

Pod r_1, r_2 i r^1_2 rozumieć będziemy wartości algebraiczne, mogące — zgodnie z wyżej omówionem — przyjmować ogólnie wartości dodatnie, lub ujemne (r_1 z natury swej roli jest zawsze wielkością dodatnią).

Wyprowadzimy równości, dające warunki wytrzymałościowe według hipotezy energji odkształcenia postaciowego dla dwuwymiarowego stanu napięcia, określonego następującemi naprężeniami głównemi S_1 i S_2

$$\left.\begin{aligned} S_1 &= \sigma_1 + \Delta\sigma_1 = \frac{p\,r_1}{2g}\left(2 - 0{,}5\frac{r_1}{r_2} - 0{,}5\frac{r_1}{r^1_2}\right) \\ S_2 &= \sigma_2 + \Delta\sigma_2 = \begin{cases} \dfrac{p\,r_1}{2g}\left(1 + 0{,}3\dfrac{r_1}{r_2} - 0{,}3\dfrac{r_1}{r^1_2}\right) \\ \dfrac{p\,r_1}{2g}\left(1 - 0{,}3\dfrac{r_1}{r_2} + 0{,}3\dfrac{r_1}{r^1_2}\right) \end{cases} \end{aligned}\right\} \quad (4)$$

Wspomniany wyżej warunek wytrzymałościowy

$$\sigma^2_{(red)} = S^2_1 + S^2_2 - S_1 S_2 \leq k^2 \quad . \quad . \quad (5)$$

wyrazi się po uproszczeniu wzorami:

$$\left.\begin{aligned} \sigma_{(red)} &= \frac{p\,r_1}{2g}\cdot\sqrt{A^2 + B^2 - A\,B} \leq k \\ &\text{lub} \\ \sigma_{(red)} &= \frac{p\,r_1}{2g}\cdot\sqrt{A^2 + C^2 - A\,C} \leq k \end{aligned}\right\} \quad . \quad (6)$$

$$\left.\begin{aligned} \text{w których } A &= 2 - 0{,}5\frac{r_1}{r_2} - 0{,}5\frac{r_1}{r^1_2} \\ B &= 1 + 0{,}3\frac{r_1}{r_2} - 0{,}3\frac{r_1}{r^1_2} \\ C &= 1 - 0{,}3\frac{r_1}{r_2} + 0{,}3\frac{r_1}{r^1_2} \end{aligned}\right\} \quad . \quad . \quad (6a)$$

[1]) J Geckeler. Über die Festigkeit Achsensymmetrischer Schalen. Berlin 1926, str. 43, wzór 33. (Forschungsarbeiten... Heft 275. V. D. I.).

O ile niema raptownej zmiany krzywizny, to jest o ile $r_2 = r^1_2$, otrzymujemy dla obydwu równości (6) identyczne wyrażenia w postaci

$$\sqrt{\left(\frac{pr_1}{2g}\right)^2 \cdot \left[\left(\frac{r_1}{r_2}\right)^2 - 3\frac{r_1}{r_2} + 3\right]} \leq k \quad . \quad . \quad (7)^{1)}$$

podanej już przez autora referatu dawniej.

Jeżeli skokowi zmiany promienia krzywizny południka z r_2 na r^1_2 towarzyszy zarazem skok zmiany grubości ściany z g na g^1, to wynikające stąd dodatkowe naprężenie obwodowe przyjmuje wartość:

$$\Delta\sigma_1 = 0{,}5\,p\,r_1\left(\frac{1}{g_1} - \frac{1}{g} + \frac{r_1}{2g\,r_2} - \frac{r_1}{2g^1\,r_2^1}\right) \quad (8)$$

Równość tę w przypuszczeniu, iż g mało różni się od g^1, otrzymamy biorąc w przybliżeniu średnią arytmetyczną $\overline{\sigma_1}$ z dwóch wartości dla σ_1 (wzór 2) otrzymanych raz dla grubości g drugi raz dla grubości g^1 i odejmując $\overline{\sigma_1}$ od wyrażenia dla σ_1 większego. Wartość $\Delta\sigma_1$ należy dodać do wartości σ_1 (mniejszej) obliczonej z równania (2).

Dodatkowe naprężenie południkowe $\Delta\sigma_2$ wskutek zginania określa w przybliżeniu wzór:

$$\left.\begin{aligned} \Delta\sigma_2 &= 0{,}293\frac{pr_1^2}{2g}\left(\frac{1}{r_2} - \frac{1}{r_2^1}\right) \text{ po stronie grubości } g \\ \Delta^1\sigma_2 &= 0{,}293\frac{pr_1^2}{2g^1}\left(\frac{1}{r_2} - \frac{1}{r_2^1}\right) \text{ po stronie grubości } g^1 \end{aligned}\right\} \quad (8a)$$

W dodatkowem naprężeniu $\Delta\sigma_2$ wywołanem zginaniem, należałoby uwzględnić spółczynnik, zależny od stosunku, lub różnicy grubości g i g^1, a którego wartość przyjęto tutaj za stałą = 0,293. To też oznaczając przez g i r wartości, dla których $\sigma_1^1 > \sigma_1$ i przyjmując $0{,}293 = \sim 0{,}3$, otrzymujemy dwa wzory (4a)

$$\left.\begin{aligned} S_1 &= \sigma_1 + \Delta\sigma_1 = \frac{pr_1}{2}\left[\frac{1}{g^1} + \frac{1}{g} - \frac{r_1}{2}\left(\frac{1}{gr_2} + \frac{1}{g^1 r_2^1}\right)\right] \\ S_2 &= \sigma_2^1 + \Delta^1\sigma_2 = \frac{pr_1}{2}\left[\frac{1}{g^1} + 0{,}3\frac{r_1}{g^1}\left(\frac{1}{r_2} - \frac{1}{r^1_2}\right)\right] \end{aligned}\right\} (4a)^{2)}$$

Wzory (4a) mają charakter przybliżonej oceny. Będzie ona tem dokładniejsza, im mniejsza jest różnica grubości. Omawiany spółczynnik, jak można zauważyć, porównywując wzory 3 i 9a, waha się pomiędzy 0,293 i 0,412 a w praktyce będzie zawsze bliższy dolnej

[1]) Technik. Podręcznik dla inżynierów. Wydanie drugie, tom 1, str. 614.

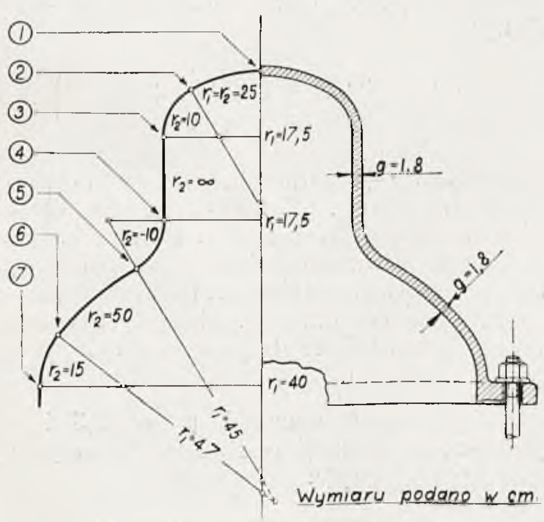
[2]) Wzory (4a) wynikają z rozważań podanych przez p. prof. M. T. Hubera.

granicy, tak iż przyjmując 0,3 nie popełniamy dużego błędu zależnego od wartości tego współczynnika.

Wzory (6) przeznaczone są dla metali plastycznych: stali walcowanej, stali lanej, miedzi walcowanej, odlewów miedzianych i td. Dla żeliwa naogół wzory te, jako wyprowadzone na zasadzie hipotezy energji odkształcenia postaciowego nie stosują się. Dla żeliwa należałoby zastosować hipotezę dr. W. Burzyńskiego. Pozostawiając odnośne rozważania na później, tymczasem ograniczymy się do uwagi, iż przyjmując dla żeliwa, jako doraźną wytrzymałoćć $K_r = 1250\ kg/cm^2$ (na rozciąganie) $K_c = 7500\ kg/cm^2$ (na ściskanie) $K_s = 1500\ kg/cm^2$ (na skręcanie lub ścinanie) otrzymujemy przy czterokrotnej pewności dla przypadku powłoki kulistej $\sigma_{(red)} = 203\ kg/cm^2$ dla przypadku zaś powłoki walcowej (z dnami) $\sigma_{(red)} = 275\ kg/cm^2$. To też przypuszczając, iż dwa wymienione stany napięcia są dla rozpatrywanego przez nas ogólnego przypadku granicznemi pod względem niebezpieczeństwa i przyjmując dopuszczalne $k = 200$, możemy stosować w przybliżeniu równości (6) również i dla żeliwa.

Przykład

Naczynie rys. 1 wykonane 1) ze stali lanej $k = 900$, 2) z żeliwa $k = 200$.



Rys. 1

Przy jakiem ciśnieniu może naczynie pracować w obydwu przypadkach użytego materjału? Odpowiednie promienie, oraz inne dane podano w tabl. 2, w której przy wartościach dla k zaniechano pisania podwójnych znaków $\pm$. Wskazuje ona, iż punkt 5 jest najniebezpieczniejszy.

Dla punktu (5) mamy:

$44{,}75 . p = k$ (wewnętrzne włókno, czyli zewnątrz naczynia)

Tabl. fig. 2

Punkt	r_1 cm	r_2 cm	r'_2 cm	$\frac{p r_1}{2 g}$	$\frac{r_1}{r_2}$	$\frac{r_1}{r'_2}$	$0{,}5\frac{r_1}{r_2}$	$0{,}5\frac{r_1}{r'_2}$	$0{,}3\frac{r^1}{r_2}$	$0{,}3\frac{r_1}{r'_2}$	A	B	C	A^2	B^2	C^2	A B	A C	Wyniki obliczenia: $\sqrt{A^2+B^2-AB}$	$\sigma_{(red)}$ p	$\sqrt{A^2+C^2-AC}$	$\sigma_{(red)}$ p
1	25	25	25	6,95p	1	1	0,5	0,5	0,3	0,3	1	1	1	1	1	1	1	1	1	6,95	1	6,95
2	25	25	10	6,95p	1	2,3	0,5	1,25	0,3	0,75	0,25	0,55	1,45	0,0625	0,3025	2,1	0,1375	0,36225	0,477	3,32	1,342	9,325
3	17,5	10	∞	4,86p	1,75	0	0,875	0	0,525	0	1,125	1,525	0,475	1,265	2,325	0,2255	1,715	0,5345	1,47	7,15	0,978	4,75
4	17,5	∞	−10	4,86p	0	−1,75	0	−0,875	0	−0,525	2,875	1,525	0,475	8,26	2,325	0,2255	4,385	1,365	2,49	12,1	2,668	12,95
5	45	−10	50	12,5 p	−4,5	0,9	−2,25	0,45	−0,135	0,27	3,8	0,495	1,405	14,44	0,245	1,975	1,882	5,35	3,58	44,75	3,325	41,6
6	47	50	15	13,05p	0,94	3,133	0,47	1,567	0,282	0,94	−0,037	0,342	1,658	0,00137	0,117	2,75	−0,01258	−0,0614	0,362	4,725	1,677	21,9
7	40	15	∞	11,11p	0	2,666	1,333	0	0,8	0	0,667	1,8	0,2	0,445	3,211	0,04	1,2	0,1334	1,577	17,5 (21,5 [1])	0,593	6,6 (0,39 [2])

[1]) i [2]) Z wzoru (11).

$41{,}6 \cdot p = k$ (zewnętrzne włókno, czyli wewnątrz naczynia).

Pierwsza z tych równości miarodajna do obliczenia daje nam:

$44{,}75 \cdot p = k$ dla stali lanej $k = 900$;

$$p = \frac{900}{44{,}75} = 20{,}1 = \sim 20 \; atn$$

dla żeliwa $k = 200$;

$$p = \frac{200}{44{,}75} = 4{,}47 = \sim 4{,}5 \; atn.$$

Uwagi: 1) Odnośnie do punktu (7) zauważyć należy, iż użyty przez nas sposób obliczenia byłby i dla tego miejsca zupełnie prawidłowy, gdyby naczynie przechodziło w cylindryczne tej samej grubości 1,8 *cm*, a nie w sztywny kołnierz.

W omawianym przykładzie wobec trudności określenia naprężeń zginających w punkcie (7), należało zamiast promienia $r_1 = 15\,cm$ zastosować $r_1 = 0{,}28575\,D = 0{,}28575 \cdot 80 = = \sim 22{,}85\; cm$[1]).

2) Analogicznie rozumując do podanych rozważań w cytowanej już pracy J. Geckeler'a na str. 43 (oraz na str. 14 porównać 3 i 9 wzory od góry) odnośnie dodatkowych naprężeń głównych, wywołanych raptowną zmianą promienia krzywizny tworzącej, spróbujemy zdać sobie sprawę z dodatkowych naprężeń głównych w punkcie (7) (rys. 1) wywołanych obecnością sztywnego (nieodkształcającego się) kołnierza w tem miejscu.

W punkcie (7) naprężenie obwodowe, mające wartość $\sigma_1 = \frac{pr_1}{2g}\left(2 - \frac{r_1}{r_2}\right)$ w pewnej odległości od tego punktu, doznaje raptownego skoku, otrzymując $\left(\text{przy } \sigma_2 = \frac{pr_1}{2g}\right)$ wartość $\sigma_1^1 = \mu \sigma_2 = \mu \frac{pr_1}{2g}$ (warunek nieodkształcalności przekroju przechodzącego przez punkty powłoki, leżące na sztywnym kołnierzu).

[1]) Artykuł autora: „Dno wypukłe usztywnione w części cylindrycznej" *Technika Cieplna* Nr. 4 1933 r., str. 52

Uwzględniając odkształcalność kołnierza, w szczególności wydłużenie jego obwodu w stosunku ε_1, zamiast $\sigma_1^1 = \mu \sigma_2$ znaleźlibyśmy

$$\sigma_1^1 = \mu \sigma_2 + \varepsilon_1 E \quad . \; . \; . \; . \quad (9)$$

a więc wartość większą.

Jak wynika z porównania wspomnianych wyżej wzorów, podanych na str. 14 w cytowanej książce Geckeler'a, dodatek $\Delta \sigma_2$ do σ_2 z powodu nieuniknionego zginania w przekroju połunikowym jest $\sqrt{2}$ razy większy z powodu zupełnego utwierdzenia, od dodatku obliczanego drugim wzorem (3) uwarunkowanego zwykłym skokiem krzywizny południka (tworzącej). Wartość tego dodatku, będzie więc z wzoru (3) przy $r_2^1 = \infty$, o ile przyjąć $\sqrt{2}$ 0,293 = 0,412 = ~ 0,4.

$$\Delta \sigma_2 = 0{,}4 \frac{pr_1^2}{2g\,r_2} \quad . \; . \; . \; . \quad (9a)$$

Ostatecznie w punkcie (7) na rys. 1 stan napięcia wyrazi się w sposób następujący:

Naprężenie obwodowe

$$S_1 = \mu \sigma_2 = \mu \frac{pr_1}{2g} \quad . \; . \; . \quad (10)$$

Naprężenie południkowe (na powierzchni ściany)

$$S_2 = \frac{pr_1}{2g} \pm 0{,}4 \frac{pr_1}{2g} \cdot \frac{r_1}{r_2} = \frac{pr_1}{2g}\left(1 \pm 0{,}4 \frac{r_1}{r_2}\right) . \quad (10a)$$

Tutaj znak + odpowiada wewnętrznej powierzchni ściany. Zaniedbanie we wzorze (9) wyrazu $\varepsilon_1 E$ — trudnego do obliczenia z zadawalającem przybliżeniem jest niewątpliwie skompensowane niekorzystnem w tym przypadku założeniem zupełnego utwierdzenia brzegu powłoki, czyli punktów ściany naczynia w kołnierzu.

Przyjmując wartość $\mu = 0{,}3$ i stosując hipotezę energji postaciowej, otrzymujemy wzór obliczeniowy:

$$0{,}4 \frac{pr_1}{2g} \sqrt{\left(\frac{r_1}{r_2}\right)^2 \pm 4{,}25 \frac{r_1}{r_1} + 5} \leqslant k \quad (11)^{1)}$$

Niektóre wartości liczbowe zostały przytem zaokrąglone z błędem ogólnym mniejszym od $1^0/_0$.

Równość (10) dla punktu (7) rys. 1 daje $k = 21{,}5 \times p$. Liczbę 21,5 podano w tabl. 2

[1]) Wzór ten został wyprowadzony przez p. prof. M. T. Hubera.

w odpowiedniej rubryce w nawiasach, jakoteż liczbę 0,39 otrzymaną z tego wzoru, o ile wziąć po uwagę znak (—) przy wyrazie

$4{,}25 \frac{r_1}{r_2}$.

3) Ze względu na falisty charakter naprężeń zginających w pobliżu punktów przejściowych i bacząc na to, iż σ_1 (powłokowe) jest zawsze dodatnie, należy zawsze brać największą wartość otrzymaną z obydwu równości (6) i (11). Dotyczy to również żeliwa (aczkolwiek materjał ten jest bardzo wytrzymały na ściskanie); nie trzeba się przytem troszczyć o to której powierzchni (zewnętrznej, lub wewnętrznej) dotyczy miarodajny do obliczenia wysiłku punkt i jak się kombinują obydwa naprężenia ($\sigma_1 + \sigma_1^1$) czy ($\sigma_1 - \sigma_1^1$) gdyż wobec falistego charakteru naprężenia σ_1^1, o ile istnieje $S_1 = \sigma_1 - \sigma_1^1$ to może istnieć również $S_1 = \sigma_1 + \sigma_1^1$.

4) Jeżeli przyjmiemy

$$r_2 = 0{,}28575 . D = 0{,}5715 . r_1$$

(jak się proponuje w referacie: „Dno wypukłe usztywnione w części cylindrycznej"), to otrzymujemy $\sim \frac{pr_1}{2g} \leqslant k$ jak we wspomnianym referacie.

Przegląd wydawnictw

ELEKTRYK, podręcznik kieszonkowy elektrotechniki prądów silnych, opracowany pod redakcją prof. M. Pożaryskiego. Nakład księgarni J. Lisowskiej, Warszawa, 1933. Format 12 × 17 cm. str. 520, rys. 212, tabl. 112. Cena 14 zł.

Polskie piśmiennictwo elektrotechniczne zostało w ostatnich dniach wzbogacone ukazaniem się na rynku księgarskim nowego podręcznika z dziedziny elektrotechniki, wydawnictwa istotnie wartościowego, które w postaci kalendarza technicznego, zawierającego zestawienie teorji, wzorów, tablic i szeregu wskazówek praktycznych, dotyczących urządzeń elektrycznych prądu silnego, zapełni jedną z wielu luk w naszej skromnej literaturze elektrotechnicznej.

Treść książki została ujęta w 12 działach z których każdy jest podzielony na kilka, a nawet jak niektóre, na kilkanaście rozdziałów, przyczem w końcu każdego działu znajdujemy zestawienie literatury, dotyczącej treści danego działu.

Przytaczanie literatury uważamy za bardzo celowe i godne naśladownictwa przy wydawnictwie wszelkich dzieł technicznych, gdyż szeroki ogół techników, nie posiadający w większości wypadków ani możności ani czasu na śledzenie za rozwojem literatury technicznej, będzie mógł być w ten sposób chociaż w pewnej mierze zorjentowany, z drugiej strony ewentualna konieczność pogłębienia wiadomości z pewnego działu, zbyt krótko ujętego w książce, będzie znacznie ułatwiona.

Dział pierwszy został poświęcony podstawom elektrotechniki. Został on ujęty przy pomocy matematyki wyższej, wymaga więc od czytelnika pewnej jej znajomości.

W dziale drugim zostało omówione miernictwo elektrotechniczne. Ważny ten dział elektrotechniki, bez którego korzystanie z energji elektrycznej byłoby niemożliwe, obejmuje pięć rozdziałów.

Uwzględnione zostały jednostki pomiarowe i wzorce, budowa przyrządów pomiarowych, ich działanie oraz metody pomiarowe.

Obszernie i wyczerpująco został opracowany dział trzeci i czwarty, obejmujący maszyny elektryczne oraz prostowniki. Działy te, może zbyt skromne dla konstruktorów maszyn elektrycznych, przedstawiają dla ruchowców lub techników cenny materjał, zarówno informacyjny jak naukowy. Zasady działania, badania maszyn, obliczenia teoretyczne, przykłady liczbowe, szereg tablic i liczne rysunki dają czytelnikowi przejrzysty materjał do zaznajomienia się z często spotykaną, a w wielu wypadkach obcą mu maszyną. W następnem wydaniu należałoby w rozdziale badania maszyn umieścić wyjątki z „Przepisów oceny i badania maszyn elektrycznych" P. N. E. 23/1932, a mianowicie, tablicę z dopuszczalnemi przyrostami temperatur części maszyn oraz tablicę z tolerancjami dla gwarantowanych wielkości maszyn elektrycznych.

Dział piąty, traktujący o akumulatorach ołowianych oraz zasadowych, dość ważny ze względu na szerokie zastosowanie akumulatorów i barbarzyńskie nieraz obchodzenie się z niemi w ruchu, zawiera zasadnicze dane, ujęte może zbyt encyklopedycznie, co jest ze szkodą zarówno dla czytelnika, szukającego w „**Elektryku**" porady, jak i dla całego szeregu bateryj, będących nieomal że nie maszyną, lecz materjałem doświadczalnym w ręku niefachowca. W bibliografji tego działu należałoby wymienić z literatury polskiej wydawnictwo Dyrekcji Warszawskiej P. K. P. „Oświetlenie elektryczne wagonów" w którem jest dość spory dział, poświęcony akumulatorom.

Dział szósty, jeden z obszerniejszych, gdyż zawierający dziewięć rozdziałów, omawia technikę przewodów elektrycznych. Uwzględniono tu przedewszystkiem najnowsze przepisy polskie, dalej opracowano materjały, dotyczące projektowania, obliczenia i wykonania najróżnorodniejszych linij i sieci elektrycznych, nie pomijając dalekonośnych linij wysokiego napięcia, z uwzględnieniem wszystkich elementów linij jak przewody, słupy, fundamenty, izolatory i t. d.

Mamy pewne zastrzeżenia co do treści rozdziału VI „Przepisy techniczne", o których pomówimy obszerniej niżej. Tu nadmienimy, że, dając rozdziałowi

wymieniony tytuł, autor mimowoli wprowadza, mało obznajomionego z przepisami czytelnika, w błąd, gdyż ten, nie znajdując w treści wymienionego rozdziału wzmianki o innych, właściwych przepisach technicznych na linje elektryczne prądu silnego, raz że nie powiąże myślowo w jedną wyraźną całość, rozsianych w dziale VI skrótów tytułowych odpowiednich przepisów, a powtóre dojdzie do fałszywych wniosków, iż przytoczone przepisy są jedynemi w tym zakresie.

Pozatem dział ten zawiera tyle bogatego materjału, że może z powodzeniem służyć jako źródło dla projektującego linje elektryczne.

Temat działu siódmego „Elektrownie i podstacje" stanowi sam w sobie tak obszerne zagadnienie, iż przytoczenie materjałów, mogących służyć do szczegółowych projektów, należy uważać za wręcz niemożliwe. Mimo tych trudności autor podał pewne wytyczne podstaw projektowania elektrowni, rozdzielni i podstacyj, uwzględniając w pierwszym rzędzie najważniejsze zagadnienia zabezpieczenia urządzeń elektrycznych.

Ostatnia część działu jest poświęcona gospodarce elektrycznej, a więc obliczeniom kosztów eksploatacji, taryfom oraz pojęciom, charakteryzującym ruch elektrowni. Dla niewiadomych bliżej powodów autor nie przytoczył żadnego dzieła, traktującego o tak ważnych zagadnieniach jak budowa elektrowni i podstacyj

Ósmy dział został poświęcony oświetleniu. Temat ten, dość trudny do rozwinięcia w wąskich ramach referatu, został tu, jak zwykle dzięki ograniczonemu miejscu, przedstawiony dość zawile. Oczywiście, że przytoczone tabele i wykresy nie nasuwają żadnych wątpliwości, natomiast to co stanowi we wszystkich kalendarzach technicznych słabą stronę działu „Oświetlenie", i tu nie zostało uratowane.

Mamy na myśli rozdział IV „Obliczenia przy projektowaniu oświetlenia". Wymienione przez autora metody projektowania oświetlenia oraz dzieła specjalne z tej dziedziny powinny czytelnikowi ułatwić zebranie potrzebnego mu materjału.

Zasadnicze pojęcie o możliwościach wyzyskania energji elektrycznej w celach grzejnych zostały ujęte w dziale dziewiątym.

W dziale dziesiątym — omówione zostały rodzaje napędów elektrycznych, ich wybór oraz zagadnienia regulacji obrotów silników.

Dwa ostatnie działy o elektromagnesach i kolejnictwie elektrycznem obejmują tematy tak specjalne, iż autorzy ograniczyli się do podania tylko zasadniczych pojęć o istocie tematu, natomiast dla umożliwienia głębszego zaznajomienia się z przedmiotem przytoczyli obszerną bibliografję.

Spis rzeczy oraz obszerny skorowidz alfabetyczny stanowią zakończenie pracy.

Korzystając z umieszczonego w przedmowie wezwania redakcji do zgłaszania spostrzeżeń co do treści i formy dzieła, mających być przyczynkami do udoskonalenia wydawnictwa, pozwolimy sobie na przytoczenie paru uwag.

Pomimo rzetelnego opracowania wydawnictwa nie udało się jednak uniknąć drobnych usterek, polegających w pierwszym rzędzie na niedokładnej korekcie, co przypisujemy zbytniemu pośpiechowi przy opracowywaniu wydawnictwa. Żałować również należy, iż treść niektórych działów nie została dostatecznie zilustrowana schematami i wykresami (np. działy II, III i VI), dzięki czemu dla nieelektryków pewne ustępy będą stanowiły niejedną zagadkę. Ujednostajnienie skrótów czyto wydawnictw czy przepisów będzie jedną z pierwszych poprawek następnego wydania. Dla wtajemniczonych takie skróty jak P. E. (Przegląd elektrotechniczny), S. E. P., lub P. N. E., nie stanowią rebusa, lecz dla pozostałej większości należy się zestawienie ich i opisanie.

Musimy w końcu podkreślić, iż przepisy elektrotechniczne, stanowiące dla nieelektryków (a może i dla niejednego elektryka) pewnego rodzaju podręczniki z dziedziny elektrotechniki, nie znalazły tu należytego uwypuklenia. Im to powinien był być poświęcony dział ostatni, z dokładnem zestawieniem wydanych dotychczas przepisów polskich oraz bibliografją przepisów zagranicznych.

Pomimo tych niedokładności omówiona książka z pewnością przyczyni się do podniesienia poziomu wiedzy elektrotechnicznej, co w dostatecznej mierze upoważnia nas do polecenia jej jaknajszerszemu gronu techników.

Inż. K. W.